

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Masamichi IMAMURA
Title: BRAKE PRESSURE ESTIMATING APPARATUS
AND METHOD
Appl. No.: Unassigned
Filing Date: 08/29/2003
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

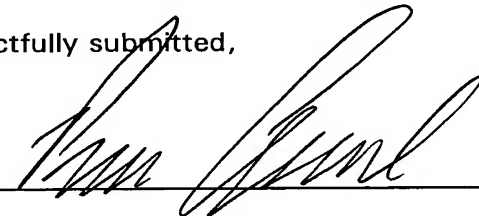
The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2002-253141 filed 08/30/2002.

Respectfully submitted,

By



Pavan K. Agarwal
Attorney for Applicant
Registration No. 40,888

Date August 29, 2003

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 945-6162

Facsimile: (202) 672-5399

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 8月30日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-253141

[ST.10/C]:

[JP2002-253141]

出 願 人

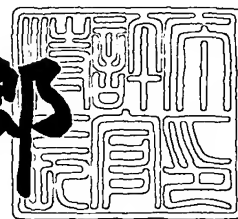
Applicant(s):

株式会社日立ユニシアオートモティブ

2003年 7月 2日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3052280

【書類名】 特許願

【整理番号】 UJ02-00156

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 B60T 8/24

【発明の名称】 ブレーキ圧力推定装置

【請求項の数】 2

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地 株式会社ユニシアジェックス内

【氏名】 今村 政道

【特許出願人】

【識別番号】 000167406

【氏名又は名称】 株式会社ユニシアジェックス

【代理人】

【識別番号】 100119644

【弁理士】

【氏名又は名称】 綾田 正道

【選任した代理人】

【識別番号】 100105153

【弁理士】

【氏名又は名称】 朝倉 悟

【選任した代理人】

【識別番号】 100109988

【弁理士】

【氏名又は名称】 今村 定昭

【選任した代理人】

【識別番号】 100112047

【弁理士】

【氏名又は名称】 坂本 栄一

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 146261

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ブレーキ圧力推定装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 少なくとも運転者のブレーキペダル操作により油圧を発生するマスタシリンダを油圧源とし、車両のホイールシリンダのブレーキ圧力を任意に制御可能なブレーキ圧力制御手段を備えたブレーキ装置と、

ブレーキ圧力制御手段のモデルに基づいて制御周期毎にホイールシリンダのブレーキ液圧を推定する第 1 液圧推定手段と、

車両状態を要素とした車両モデルに基づいて制御周期毎にホイールシリンダのブレーキ液圧を推定する第 2 液圧推定手段と、

前記第 1 液圧推定手段により推定された第 1 推定液圧と前記第 2 液圧推定手段により推定された第 2 推定液圧に基づいて制御周期毎に前記マスタシリンダの液圧を推定するマスタシリンダ液圧推定手段と、

を備え、

前記第 1 液圧推定手段を、前回の制御周期に推定されたマスタシリンダ推定液圧と、前回の制御周期に推定された第 1 推定液圧に基づいて第 1 推定液圧を算出する手段とし、

前記第 2 液圧推定手段を、車両の状態を検出する車両挙動状態検出手段を有し、検出された車両挙動状態から第 2 推定液圧を算出する手段とし、

前記マスタシリンダ液圧推定手段は、前記第 1 推定液圧と前記第 2 推定液圧との差が小さくなるようなマスタシリンダ推定液圧を前記第 1 液圧推定手段に出力することでマスタシリンダ推定液圧を真値に収束させることを特徴とするブレーキ圧力推定装置。

【請求項 2】 請求項 1 に記載のブレーキ圧力推定装置において、

前記第 2 液圧推定手段に備えられた車両挙動状態検出手段を、制御対象車輪の車輪加減速度を検出する手段とし、

前記マスタシリンダ液圧推定手段は、前記第 1 推定液圧を第 2 推定液圧に近づけることで第 1 推定液圧と第 2 推定液圧の差を小さくし、前記マスタシリンダ推定液圧を収束させる手段としたことを特徴とするブレーキ圧力推定装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ブレーキ装置に関し、特にマスタシリンダの液圧を検出するブレーキ圧力推定装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

近年車両に備えられているブレーキ装置は多種多様な機能が付加されており、例えば車輪ロックを防止して車両の挙動を安定に保ちながら制動距離の短縮を図るアンチスキッドブレーキ装置や、車両の加速時等において駆動輪のホイールスピンを防止するトラクションコントロール装置、あるいは運転者が操作したブレーキ圧力が不足している場合にはこの不足したブレーキ圧力をホイルシリンダに供給するように構成されたブレーキアシスト装置、また、車両のオーバステア又はアンダステアを解消するように運転者のブレーキ操作の有無にかかわらず車輪に制動力を与えて車両の走行安定性を確保するビークルダイナミクスコントロール装置等がある。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

上述のブレーキ装置を備えた車両にあっては、ホイルシリンダのブレーキ圧力やブレーキペダル操作により発生されたブレーキ圧力を正確に把握することができれば、ブレーキ圧力を制御する制御バルブの駆動時間等をより精密に制御することが可能となって、ブレーキ装置の制御精度がより一層正確なものとなる。このようなことから、マスタシリンダやホイルシリンダにブレーキ液圧センサを設けることによってホイルシリンダやマスタシリンダの液圧を測定することが考えられるが、このような方法では装置のコストが増加するという問題があった。

【0004】

このようなコスト増加の問題もあって、マスタシリンダ液圧のみを液圧センサにて測定して、当該液圧がブレーキ装置の液圧モデルにどのような変化を与えるかを計算してホイルシリンダ液圧を推定する方法が提案されている。

【0005】

しかしながら、上述の方法ではホイルシリンダの液圧を測定する液圧センサを削減することが可能となっているが、未だマスタシリンダの液圧を測定する液圧センサが必要となっており、装置のコスト面では依然不利であった。

【0006】

本発明は、上述の問題点に着目してなされたもので、マスタシリンダ液圧及びホイルシリンダ液圧を測定するセンサ等を用いることなく、それぞれの値を精度良く推定することで、ブレーキ装置の制御精度を高めることが可能なブレーキ圧力推定装置を提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】

上述の目的を達成するため請求項1記載の発明では、ブレーキ圧力制御手段のモデルと車両モデルの2つからホイルシリンダ液圧（第1推定液圧及び第2推定液圧）を推定し、この2つのホイルシリンダ液圧差が0となるようにブレーキ圧力制御を行うようマスタシリンダ液圧推定値を出力することで、マスタシリンダ液圧推定値を真値に収束させることが可能となり、精度良くホイルシリンダ液圧及びマスタシリンダ液圧を推定することができる。これにより、液圧センサを用いることなく制御精度の高いブレーキ制御を達成することができる。

【0008】

請求項2に記載の発明では、第2液圧推定手段は、車輪加減速度を検出し、この検出値に基づいて第2液圧を推定しているため、推定値の信頼性が高い。一方、第1液圧推定手段は、全て推定値に基づいてホイルシリンダ液圧を推定しているため、信頼性が低い。よって、第1推定液圧が信頼性の高い第2推定液圧に近づくようにマスタシリンダ圧を推定することで、マスタシリンダ圧がより真値に収束しやすくなり、制御精度の高いブレーキ制御を達成することができる。

【0009】

【発明の実施の形態】

（実施の形態）

図1は、実施の形態のブレーキ制御装置の全体図、図2はブレーキ油圧制御アク

チュエータの油圧回路図である。まず、その構造について説明する。4輪のそれぞれに制動力を発生させるホイールシリンダ15, 16, 17, 18は、2系統のブレーキ配管（P系統及びS系統）を介してマスタシリンダ22に接続されている。そして、P系統及びS系統の途中には、ブレーキ油圧制御アクチュエータAが設けられている。

【0010】

前記ブレーキ油圧制御アクチュエータAは、図2の油圧回路図に示すように、各ホイールシリンダ15, 16, 17, 18の液圧を増圧・保持・減圧可能な液圧制御バルブ（INバルブ3, 5, 9, 11及びOUTバルブ4, 6, 10, 12）と、マスタシリンダ22とは別途設けられ、モータ21により駆動する制御用油圧源（P系統ポンプ13, S系統ポンプ14）の接続を切り換える油圧供給源切り換えバルブ（P系統カットバルブ1, P系統吸入バルブ2, S系統カットバルブ7, S系統吸入バルブ8）と、リザーバ19, 20を備えている。

【0011】

運転者がブレーキペダル23を操作してマスタシリンダ22に油圧が発生すると、このマスタシリンダ圧をホイールシリンダ15, 16, 17, 18に供給する通常ブレーキ状態と、運転者がブレーキ操作を行っていない時、もしくは運転者のブレーキ操作以上に液圧が必要な時に、制御用油圧源13, 14の液圧をホイールシリンダ15, 16, 17, 18に向けて供給すると共に、各液圧制御バルブによりホイールシリンダ圧を最適制御する制御ブレーキ状態とに切り換え可能に構成されている。

【0012】

ここで、P系統についてホイールシリンダ15の圧力を制御したい場合について説明する。P系統ポンプ13による増圧時は、P系統吸入バルブ2を開き、P系統ポンプ13にブレーキ液を供給する。そして、P系統カットバルブ1及び他輪のINバルブ5を閉じ、ブレーキ液の他系統への回り込みを抑止することで行われる。この状態での減圧時は、P系統吸入バルブ2を閉じ、P系統カットバルブ1を開放することによりホイールシリンダ液がマスタシリンダ側に流出することで行われる。マスタシリンダ22による増圧では、P系統カットバルブ1を開放し、

P系統吸入バルブ2を遮断し、INバルブ3，5を開放し、マスタシリンダ液量をホイールシリンダ側に流入することで行われる。減圧時は、INバルブ3，5を遮断し、OUTバルブ4，6を開放し、ホイールシリンダ液をリザーバ19側に流出することで行われる。

【0013】

図3は制御ユニット30の構成を表すブロック図である。制御ユニット30は、車両挙動検出手段としての車輪速センサ31，舵角センサ32，横加速度センサ（以下、横Gセンサと記載する）33，ヨーレイトセンサ34を備えている。車輪速センサ31は、例えばピックアップコイル等を使用し車輪の回転速度に応じた周波数信号を検出する。舵角センサ32は、ハンドルの転舵角を検出する舵角センサで、例えばトランジスタ等により舵角速度に応じた周波数信号を出力し積分処理することにより転舵角の検出を行う。横Gセンサ33は、横向き加速を検出するセンサで、例えば片持ちハリ型のひずみゲージ等により横力を受け横向き加速度の検出を行う。ヨーレイトセンサ35は、例えばひずみゲージ等によりコリオリ力を受けヨーレイトの検出を行う。

【0014】

また、制御ユニット30には、車両挙動の安定化を図る車両運動制御（VDC）に基づいた目標スリップ角を演算する目標スリップ角演算手段30aと、制動時の車輪ロックを防止するアンチロックブレーキ制御（ABS）に基づいた目標スリップ量を演算する目標スリップ量演算手段30bと、上記2つの目標スリップ角及び目標スリップ量から最終的な目標スリップ量を算出する目標スリップ量算出手段30cと、マスタシリンダ圧及びホイールシリンダ圧を推定する推定手段30dと、目標スリップ量，推定されたマスタシリンダ圧及びホイールシリンダ圧から目標ホイールシリンダ圧を算出する目標ホイールシリンダ圧算出手段と、算出された目標ホイールシリンダ圧となるように液圧制御アクチュエータへの指令値を算出するアクチュエータ指令値算出手段30fとから構成されている。

【0015】

以下、本制御ユニット30の基本制御内容について説明する。

〔車両運動制御（ビークルダイナミクス）及びアンチロックブレーキ制御（VDC

， ABS制御）]

図 4 及び図 5 は制御ユニット 3 0 で行われる制御内容を表すフローチャートである。

【 0 0 1 6 】

ステップ S10 では、横 G センサから横加速度 X_G ，前後 G センサから前後加速度 Y_G ，ヨーレートセンサからヨーレート YAW を読み込む。

【 0 0 1 7 】

ステップ S20 では、舵角 δ を読み込む。

【 0 0 1 8 】

ステップ S30 では、車輪速 V_w を読み込む。

【 0 0 1 9 】

ステップ S40 では、車輪速 V_w から車体速 V_x を算出する。

【 0 0 2 0 】

ステップ S50 では、スリップ角 β の微分値を次式により算出する。尚、スリップ角とは、車両進行方向に対する車輪の切れ角である。

$$\dot{\beta} = Y_G / V_x - YAW$$

【 0 0 2 1 】

ステップ S60 では、S50 で算出した微分値を積分することでスリップ角 β を算出する。

【 0 0 2 2 】

ステップ S70 では、スリップ角 β の絶対値が所定値 β_0 よりも大きいかどうかを判断し、大きいときは横滑りが大きく車両挙動の安定を図る必要があると判断してステップ S80 へ進み、小さいときは車両が安定して走行していると判断してステップ S90 へ進む。

【 0 0 2 3 】

ステップ S80 では、VDC 制御が必要であると判断して VDC フラグ f_{VDC} を 1 にセットする。

【 0 0 2 4 】

ステップS90では、VDC制御が必要ないためVDCフラグ f_{VDC} を0にセットする。

【0025】

ステップS100では、車輪速 V_w と車体速 V_x からスリップ量SLIPを算出する。尚、スリップ量は車両進行方向に対する滑り量である。

【0026】

ステップS110では、スリップ量SLIPが、路面に対してタイヤが最大摩擦力を得られる所定値 $SLIP_0$ よりも大きいかどうかを判断し、大きいときはタイヤがロック気味であると判断してステップS120へ進み、所定値 $SLIP_0$ 未満のときはタイヤがロック気味ではないと判断してステップS130へ進む。

【0027】

ステップS120では、スリップ量SLIPが大きく、車輪がロック気味でありABS作動が必要であると判断してABSフラグ f_{ABS} を1にセットする。

【0028】

ステップS130では、スリップ量SLIPが小さく、ABS作動が必要ないと判断してABSフラグ f_{ABS} を0にセットする。

【0029】

ステップS140では、VDCフラグが1かどうかを判断し、1にセットされているときはステップS150へ進み、それ以外はステップS160へ進む。

【0030】

ステップS150では、VDC作動時の目標スリップ角 $SLIPV$ を下記の式より算出する。

$$SLIPV = k \cdot |\beta|$$

ここで、 k はゲインである。

【0031】

ステップS160では、VDC非作動のため目標スリップ量 $SLIPV$ を0にセットする。

【0032】

ステップS170では、ABSフラグが1かどうかを判断し、1にセットされているときはステップS180へ進み、それ以外はステップS190へ進む。

【0033】

ステップS180では、ABS作動時の目標スリップ量SLIPAを車体速 V_X に基づいて算出する。

$$SLIPA = f(V_X)$$

【0034】

ステップS190では、ABS非作動のため目標スリップ量SLIPAを0にセットする。

【0035】

ステップS200では、目標スリップ角SLIPV及び目標スリップ量SLIPAから目標スリップ量SLIP*を算出する。

$$SLIP* = SLIPV + SLIPA$$

【0036】

ステップS210では、マスタシリンダ圧及びホイールシリンダ圧の推定値 P_{MC}^* 、 P_B^* を算出する。尚、推定値の算出については後で詳述する。

【0037】

ステップS220では、スリップ量SLIPと目標スリップ量SLIP*の偏差 e を算出する。

$$e = SLIP - SLIP*$$

【0038】

ステップS230では、PID制御によって下式に示す伝達関数により目標ホイールシリンダ圧 P^* を算出する。

$$P_B^* = K_p e + K_i \int e dt + K_D \dot{e}$$

【0039】

ステップS240では、VDCフラグ $f_VDC = 1$ 、かつ、ホイールシリンダ圧目標値 P^* がマスタシリンダ圧推定値 P_{MC}^* よりも大きいかどうかを判断し、 $f_VDC = 1$ で $P^* > P_{MC}^*$ のときはステップS250へ進み、それ以外はステップS260へ進む。

【0040】

ステップS250では、VDC制御が実行され、かつ、ホイールシリンダ圧目標値 P^* がマスタシリンダ圧推定値 P_{MC}^* よりも大きいため、別系統の油圧源であるポンプ13、14を作動させ、ブレーキアシストを実行する必要があると判断し、アシス

トポンプフラグ f_Active を1にセットする。

【0041】

ステップS260では、VDCが実行されていた場合、マスタシリンダ圧推定値 P^*_{MC} がホイルシリンダ圧目標値 P^* よりも大きい場合ブレーキアシストをする必要がなく、また、VDCが実行されていない場合はポンプによるブレーキアシストを実行する必要がないため、 f_Active を0にセットする。

【0042】

ステップS270では、ホイルシリンダ圧目標値 P^* がホイルシリンダ圧推定値 P^*_B よりも大きいかどうかを判断し、大きいときはステップS280へ進み、小さいときはステップS310へ進む。

【0043】

ステップS280では、アシストポンプフラグ f_Active が1にセットされているかどうかを判断し、1にセットされているときはステップS290へ進み、それ以外はステップS300へ進む。

【0044】

ステップS290では、目標ホイルシリンダ圧 P^* がマスタシリンダ圧推定値 P^*_{MC} より低く、ポンプによる増圧が必要であると判断して、INバルブを開放し、OUTバルブを閉じ、カットバルブを閉じ、吸入バルブを開放する。

【0045】

ステップS300では、目標ホイルシリンダ圧 P^* がマスタシリンダ圧推定値 P^*_{MC} より高い場合アシストポンプを駆動する必要はないが、マスタシリンダ22からの増圧が必要であると判断して、INバルブを開放し、OUTバルブを閉じ、カットバルブを開放し、吸入バルブを閉じる。

【0046】

ステップS310では、ブレーキアシストフラグ f_Active が1にセットされているかどうかを判断し、1にセットされているときはステップS320へ進み、それ以外はステップS330へ進む。

【0047】

ステップS320では、目標ホイルシリンダ圧 P^* がマスタシリンダ圧推定値 P^*_{MC} よ

り低いためアシストポンプによる増圧は必要であるが、目標ホイルシリンダ圧 P^* がホイルシリンダ圧推定値 P_B^* よりも低いため、減圧する必要があると判断して、INバルブを開放し、OUTバルブを閉じ、カットバルブを閉じ、吸入バルブを開放する。

【 0 0 4 8 】

ステップS330では、目標ホイルシリンダ圧 P^* がマスタシリンダ圧推定値 P_{MC}^* より高いためアシストポンプを駆動する必要はなく、また、目標ホイルシリンダ圧 P^* がホイルシリンダ圧推定値 P_B^* よりも低いため、減圧する必要があると判断して、INバルブを閉じ、OUTバルブを開放し、カットバルブを閉じ、吸入バルブを開放する。

【 0 0 4 9 】

(推定手段による液圧推定)

図6は推定手段30dにおいてマスタシリンダ圧及びホイルシリンダ圧の推定値 P_{MC}^* 、 P_B^* を算出する推定値算出制御を表すブロック図である(上述の制御のステップS210に相当)。推定手段30dには、車両モデル50と、油圧ユニットモデル60と、PI制御コントローラ70から構成されている。

【 0 0 5 0 】

車両モデル50は、前後G、横G及び車輪速を入力とし、ホイルシリンダ圧推定値 P_{WC}^* を出力とする。また、油圧ユニットモデル60は、INバルブ及びOUTバルブの開放時間(増圧パルス、減圧パルス)と、PI制御コントローラ70により推定されたマスタシリンダ圧推定値 P_{MC}^* と油圧ユニットモデル60によって推定されたホイルシリンダ圧推定値 P_B^* を入力とし、ホイルシリンダ圧推定値 P_B^* を出力する。また、PI制御コントローラ70は、車両モデル50によって推定されたホイルシリンダ圧 P_{WC}^* と、油圧ユニットモデル60によって推定されたホイルシリンダ圧 P_B^* を入力とし、PI制御によってマスタシリンダ圧推定値 P_{MC}^* を出力する。

【 0 0 5 1 】

以下、推定手段30dにおける制御内容について図7及び図8のフローチャートに基づいて説明する。

【 0 0 5 2 】

(車両モデルからのホイールシリンダ圧力推定)

ステップS400では、各輪が制動できる最大液圧 P_{B_MAX} を算出する。最大制動液圧は静止輪荷重での制動液圧 P_{STAT} に制動・旋回による輪荷重移動分を加えて算出する。

【 0 0 5 3 】

ステップS410では、車輪モーメントによる液圧変化分 P_{BDEF} を算出する。車輪速センサにより検出された車輪速の単位時間あたり変化量を検出し、車輪の慣性モーメントを表す係数 K_{VW} を乗ずることにより P_{BDEF} が算出される。

【 0 0 5 4 】

ステップS420では、各輪の増圧／減圧パルスの動作にて制動輪が増圧状態にあるか減圧状態にあるかの判断係数 $P_{B_ROAD_RETIO}$ を算出する。ここで、 INC_N は増圧パルス、 DEC_N は減圧パルス、 K_{INC} は増圧パルスを油圧に変換する係数、 K_{DEC} は減圧パルスを油圧に変換する係数である。増圧パルス INC_N が大きいほど、本制御輪は減速に寄与しており、ホイールシリンダ液圧が高いとして $P_{B_ROAD_RETIO}$ を大きくし、他輪より推定ホイールシリンダ圧が大きくなるようにする。減圧パルス DEC_N が大きい場合にはこの逆に作用する。

ステップS430では、前後Gを車両重量やブレーキパッド μ 等にて定まる係数 K_{PB} にてブレーキ液圧変換し、先に求めた $P_{B_ROAD_RETIO}$ にて各輪への制動液圧配分を行い、各輪制動液圧である P_{B_ROAD} を算出する。

【 0 0 5 5 】

ステップS440では、 P_{B_ROAD} は制動力のみが検出されるものであり、前後Gに表れないブレーキのかけすぎによる輪のロック分の液圧が加味されないため、車輪速の減速度分の液圧 P_{BDEF} を加算することによりホイールシリンダ液圧推定値 P_{WC} を算出する。ただし、 P_{B_ROAD} は最大制動液圧 P_{B_MAX} を越えることは無いため、リミッタ処理として P_{B_ROAD} と P_{B_MAX} のセレクトローを行い、セレクトされた値に P_{BDEF} を加算する。

【 0 0 5 6 】

(油圧ユニットモデルによるホイールシリンダ圧力推定)

吸入バルブ（P系統吸入バルブ2及びS系統吸入バルブ8）通過量はポンプ13, 14の能力によって決定され、それ以外のバルブ通過量はバルブ前後差圧とバルブ開弁時間にて決定される。ポンプ増圧時には、P系統もしくはS系統吸入バルブ2, 8で行われ、減圧はP系統カットバルブもしくはS系統カットバルブ1, 7で行われる。カットバルブの前後差圧はホイルシリンダ圧とマスタシリンダ圧となる。また、マスタシリンダによる増圧は、INバルブ3, 5, 9, 11で行われ、前後差圧はマスタシリンダ圧とホイルシリンダ圧となり、減圧はOUTバルブ4, 6, 10, 12で行われ、前後差圧はホイルシリンダ圧と19のリザーバ圧となるが、リザーバ圧は基本的にはゼロの為、ホイルシリンダ圧のみに依存する。

【0057】

ステップS450では、ポンプ増圧かどうかの判断を行い、ポンプ増圧であればステップS460へ進み、それ以外はステップS480へ進む。

【0058】

（ポンプ増圧の場合）

ステップS460では、増圧パルスINCNにポンプ能力係数 K_{PUMP} を乗じて、ホイルシリンダへの流入量 Q_{IN} を算出する。

ステップS470では、減圧パルスDECNとホイルシリンダ圧推定値 P_B^* とマスタシリンダ圧推定値 P_{MC}^* の差圧にカットバルブの液量通過能力を示すカットバルブ能力係数 K_{CUT} を乗じてホイルシリンダからの液流出液量 Q_{OUT} を算出する。

【0059】

（マスタシリンダ増圧の場合）

ステップS480では、マスタシリンダ圧推定値 P_{MC}^* とホイルシリンダ圧推定値 P_B^* との差圧にホイルシリンダINバルブのパルス時間INCN及び係数 K_{IN} を乗じてホイルシリンダへの流入液量 Q_{IN} を算出する。

ステップS490では、ホイルシリンダ圧推定値 P_B^* にホイルシリンダOUTバルブのパルス時間DECN及び係数 K_{OUT} を乗じてホイルシリンダからの流出液量 Q_{OUT} を算出する。

【0060】

ステップS500では、ホイルシリンダの単位時間あたりの液量増減量 dQ_b/dt を算出する。

ステップS510では、単位時間あたりの液量増減量 dQ_b/dt を積分してホイルシリンダの液量 Q_b を算出する。

ステップS520では、ホイルシリンダ液量と液圧の相関 f を用いてホイルシリンダ液圧推定値 P'_B に変換する。

【0061】

以上のステップによって異なる2つのホイルシリンダ液圧推定値 P'_{WC} 、 P'_B が算出され、 P'_{WC} と P'_B が同一になるように、未知数であるマスタシリンダ圧推定値 P'_{MC} を操作する。そして $P'_{WC}=P'_B$ となれば、マスタシリンダ圧推定値は真のマスタシリンダ圧となる。

ステップS530では、各輪のホイルシリンダ圧誤差 $P_{B_ERROR} (=P'_{WC}-P'_B)$ を算出する。

ステップS540では、4輪誤差の総和 $P_{B_ERROR_T}$ を算出する。このとき、制動力はフロントが大きく、リアが小さいため、フロントとリアで誤差収束量を変化させるため、フロント側ゲイン K_{ERROR_F} 及びリア側ゲイン K_{ERROR_R} を乗じる。

【0062】

(急ブレーキ時推定遅れ補正制御)

ステップS550では、ABS中、かつ、車両モデルによるホイルシリンダ圧推定値 P'_{WC} が油圧ユニットモデルによるホイルシリンダ圧推定値 P'_B 及びブレーキ制御目標値 P^*_B より大きいときはステップS560へ進み、それ以外はステップS570へ進む。

ステップS560では、減速が大きく、かつ、目標値が小さい、つまりABSによる車輪ロック傾向として急ブレーキ中として、マスタシリンダ圧推定値の下限値を P'_{WC} の最大値とする。また、他の実施例としては、前輪のホイルシリンダ圧推定値 P'_{WC} の最大値としても良い。すなわち、後輪は制動力が小さくホイルシリンダ圧推定値 P'_{WC} の推定誤差が大きいためである。

ステップS570では、マスタシリンダ圧推定値の下限値を0にセットする。

【0063】

(急ブレーキ離し時推定遅れ補正制御)

ステップS580では、油圧ユニットモデルによるホイルシリンダ圧推定値 \hat{P}_B の総和に、車重、ブレーキパッド μ 等に依存する係数 K_{XG} を乗じて推定値 \hat{P}_B を前後Gに変換し、この変換値に1より小さい例えば0.5程度のゲイン $GAIN_{PB}$ を乗じた値と、前後Gセンサの検知する X_G を比較してブレーキ離し判断を行う。すなわち、ABS中にブレーキを離した場合、チェックバルブ23～28によりブレーキ液がホイルシリンダからカットバルブ1, 7を通過してマスタシリンダ側に流出するため、マスタシリンダ圧以上にホイルシリンダ圧が上がることはない。また、前後Gに対して推定圧が大きい場合は、ブレーキが離されたにもかかわらず \hat{P}_{MC} を高めに誤推定している可能性が高い。この時は前後Gより推定されたホイルシリンダ圧推定値 $\hat{P}_{WC} = \text{マスタシリンダ圧}$ とする。

ステップS590では、マスタシリンダ圧推定値の上限値を車両モデルから推定された各輪のホイルシリンダ圧推定値の最大値とする。

ステップS600では、マスタシリンダ圧推定値の上限値をマスタシリンダの発生しうる最大の圧力 $P_{MC\text{MAX}}$ にセットする。

【 0 0 6 4 】

(PI制御器)

ステップS610では、ステップS550～ステップS570で設定された下限値及びステップS580～ステップS600で設定された上限値を範囲としてマスタシリンダ推定を行う。すなわち、ステップS540にて算出した誤差 $P_{B_ERROR_T}$ を比例・積分制御し、 $\hat{P}_{WC} = \hat{P}_B$ となるように、マスタシリンダ圧推定値 \hat{P}_{MC} を調整する。

$$\hat{P}_{MC} = K_{P_PMC} \cdot P_{B_ERROR_T} + K_{I_PMC} \cdot \int P_{B_ERROR_T} dt$$

ここで K_{P_PMC} , K_{I_PMC} はPI制御ゲインである。

尚、本実施の形態では比例・積分制御としたが単なる積分制御あるいは微分制御項を加えても良い。

【 0 0 6 5 】

更に、上記実施の形態及び実施例から把握しうる請求項以外の技術的思想について、以下にその効果と共に記載する。

【 0 0 6 6 】

(イ) 請求項 1 または 2 に記載のブレーキ圧力推定装置において、

前記第 1 及び第 2 液圧推定手段は、車両の各輪毎にホイールシリンダのブレーキ液圧を推定する手段とし、

前記マスタシリンダ液圧推定手段は、前輪側両輪の差を加算した値に第 1 ゲインを乗じ、後輪側両輪の差を加算した値に第 2 ゲインを乗じ、これら第 1 及び第 2 ゲインを乗じた値を加算した値を第 1 推定液圧と第 2 推定液圧の差とし、前記第 1 ゲインは前記第 2 ゲインより大きいことを特徴とするブレーキ圧力推定装置

【 0 0 6 7 】

すなわち、車両が停止する際、後輪側に比べて前輪側に非常に大きな荷重がかかる。小さな値の差は種々の影響を受けやすい為、大きな値である前輪側の差に重点をおいてマスタシリンダ液圧を推定することで、より正確な推定を行うことが可能となる。

【 0 0 6 8 】

(ロ) 請求項 1 または請求項 2 または上記 (イ) に記載のブレーキ圧力推定装置において、

急ブレーキが踏まれたかどうかを判断する急ブレーキ判断手段を設け、急ブレーキが踏まれたと判断したときは、マスタシリンダ推定液圧の下限値を、前記車両モデルにより推定された各輪毎の第 2 推定液圧 (ホイールシリンダ推定液圧) の最大値としたことを特徴とするブレーキ圧力推定装置。

【 0 0 6 9 】

すなわち、急ブレーキが踏まれると、急減速が行われるため、車両挙動状態検出手段から検出された値に基づいて推定される第 2 推定液圧は信頼性及び応答性が高い。このとき、第 1 推定液圧は推定値に基づいて算出されるため、収束に時間がかかる虞がある。よって、信頼性及び応答性の高い値を下限値とすることで、推定誤差を極力小さくすることができる。

【 0 0 7 0 】

(ハ) 請求項 1 または請求項 2 または上記 (イ)、(ロ) に記載のブレーキ圧力推定装置において、

ブレーキ離しが行われたかどうかを判断するブレーキ離し判断手段を設け、ブレーキが離されたと判断したときは、マスタシリンダ推定液圧の上限値を、前記車両モデルにより推定された各輪毎の第2推定液圧（ホイルシリンダ推定液圧）の最大値としたことを特徴とするブレーキ圧力推定装置。

【0071】

すなわち、ブレーキ離しが行われると、マスタシリンダ推定液圧は一気に低下するはずであるが、応答遅れの虞がある。このとき、マスタシリンダ圧が第2推定液圧であるホイルシリンダ液圧よりも高いことはあり得ないため、信頼性及び応答性の高い第2推定液圧を上限値とすることで、推定誤差を極力小さくすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明の実施の形態におけるブレーキ装置の全体構成を表す概略図である。

【図2】

本発明の実施の形態におけるブレーキ装置の油圧ユニットを表す油圧回路図である。

【図3】

実施の形態の制御ユニットを表すブロック図である。

【図4】

実施の形態の車両挙動制御を表すフローチャートである。

【図5】

実施の形態の車両挙動制御を表すフローチャートである。

【図6】

実施の形態のホイルシリンダ圧及びマスタシリンダ圧推定手段の制御ユニットを表すブロック図である。

【図7】

実施の形態のホイルシリンダ圧及びマスタシリンダ圧推定制御を表すフローチャートである。

【図8】

実施の形態のホイルシリンダ圧及びマスタシリンダ圧推定制御を表すフローチャートである。

【符号の説明】

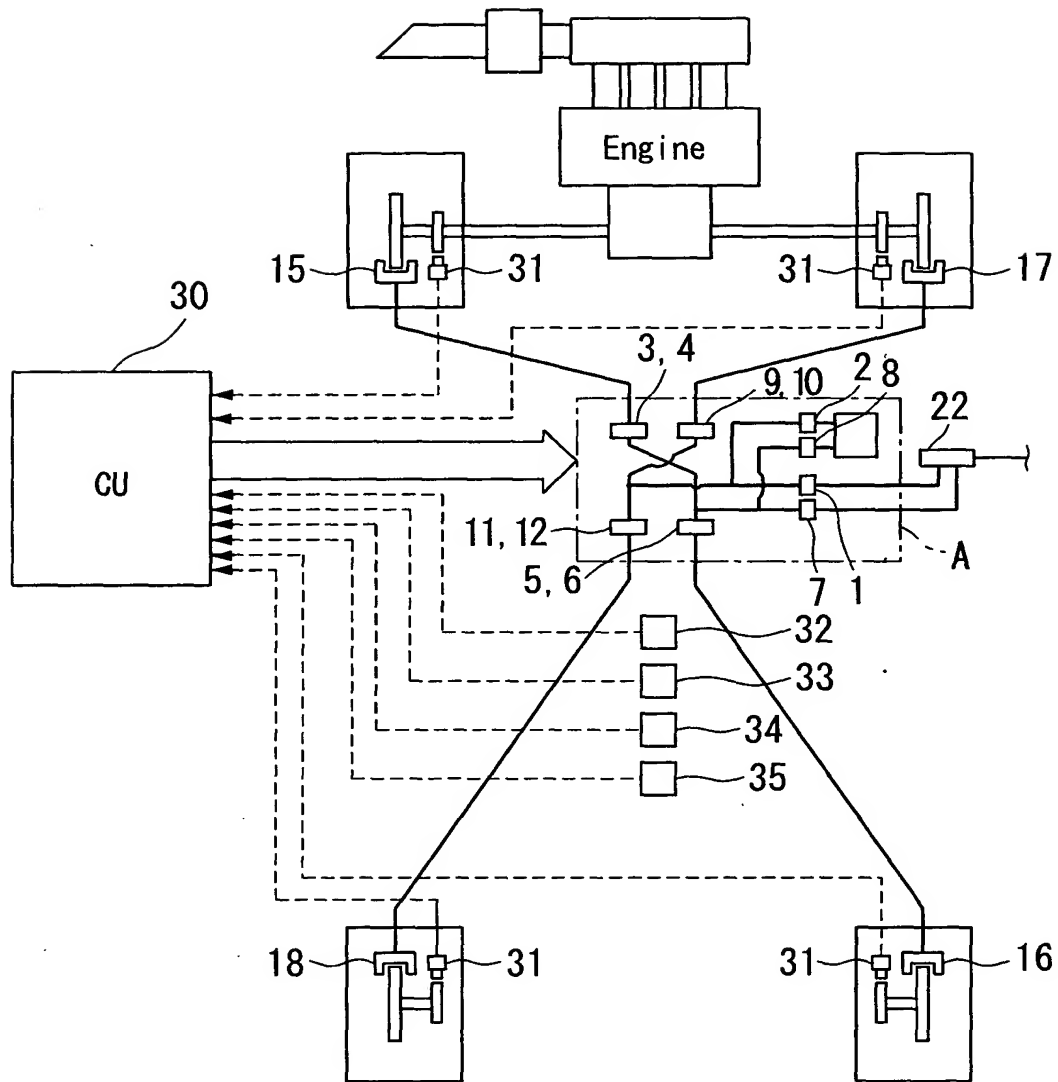
- 1 P 系統カットバルブ
- 2 P 系統吸入バルブ
- 3, 5, 9, 11 INバルブ
- 4, 6, 10, 12 OUTバルブ
- 7 S 系統カットバルブ
- 8 S 系統吸入バルブ
- 13 P 系統ポンプ
- 14 S 系統ポンプ
- 15, 16, 17, 18 ホイルシリンダ
- 19, 20 リザーバ
- 21 ポンプモータ
- 22 マスタシリンダ
- 23, 24, 25, 26, 27, 28 チェックバルブ
- 30 制御ユニット
- 30 a 目標スリップ角演算手段
- 30 b 目標スリップ量演算手段
- 30 c 目標スリップ量算出手段
- 30 d マスタシリンダ圧及びホイルシリンダ圧推定手段
- 30 e 目標ホイルシリンダ圧算出手段
- 30 f アクチュエータ指令値算出手段
- 31 車輪速センサ
- 32 舵角センサ
- 33 横加速度センサ
- 34 ヨーレイトセンサ
- 50 車両モデル
- 60 油圧ユニットモデル

7 0 P I コントローラ

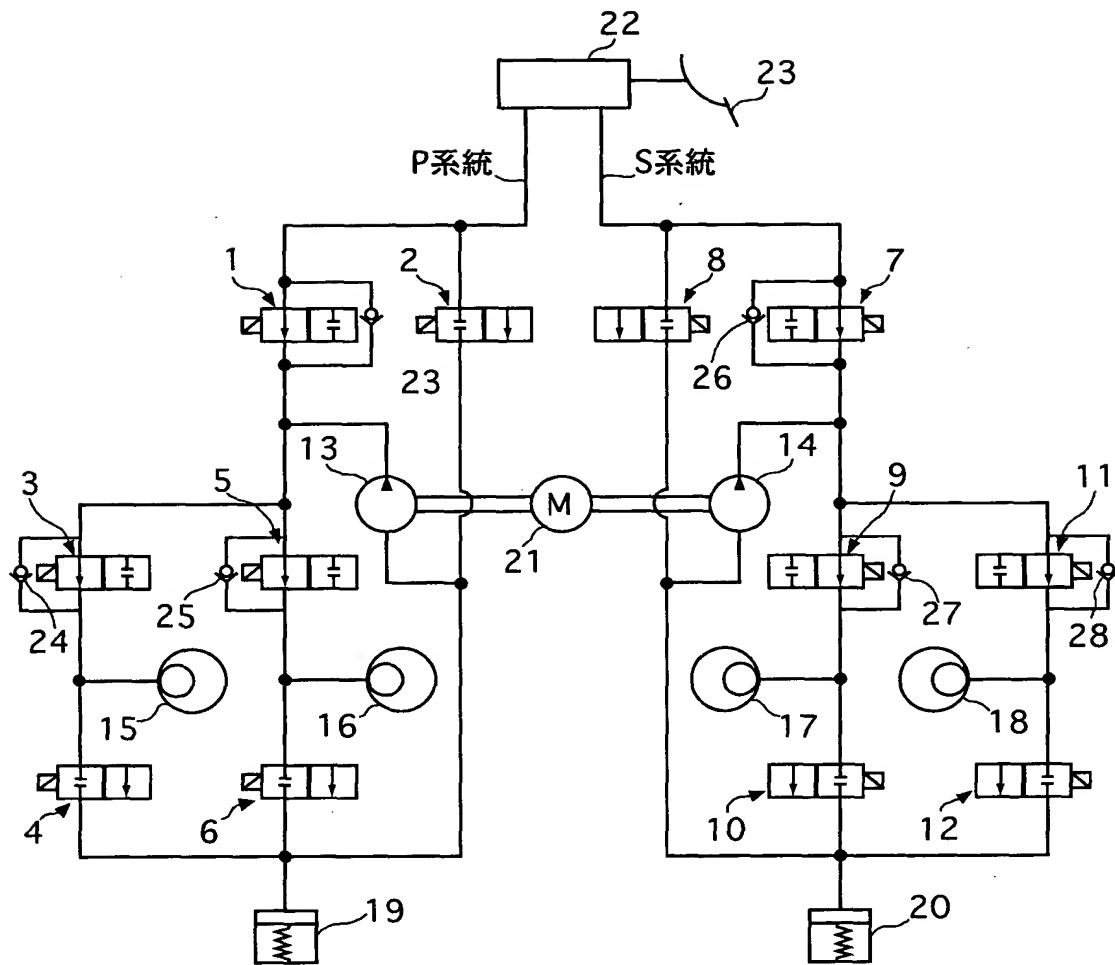
【書類名】

図面

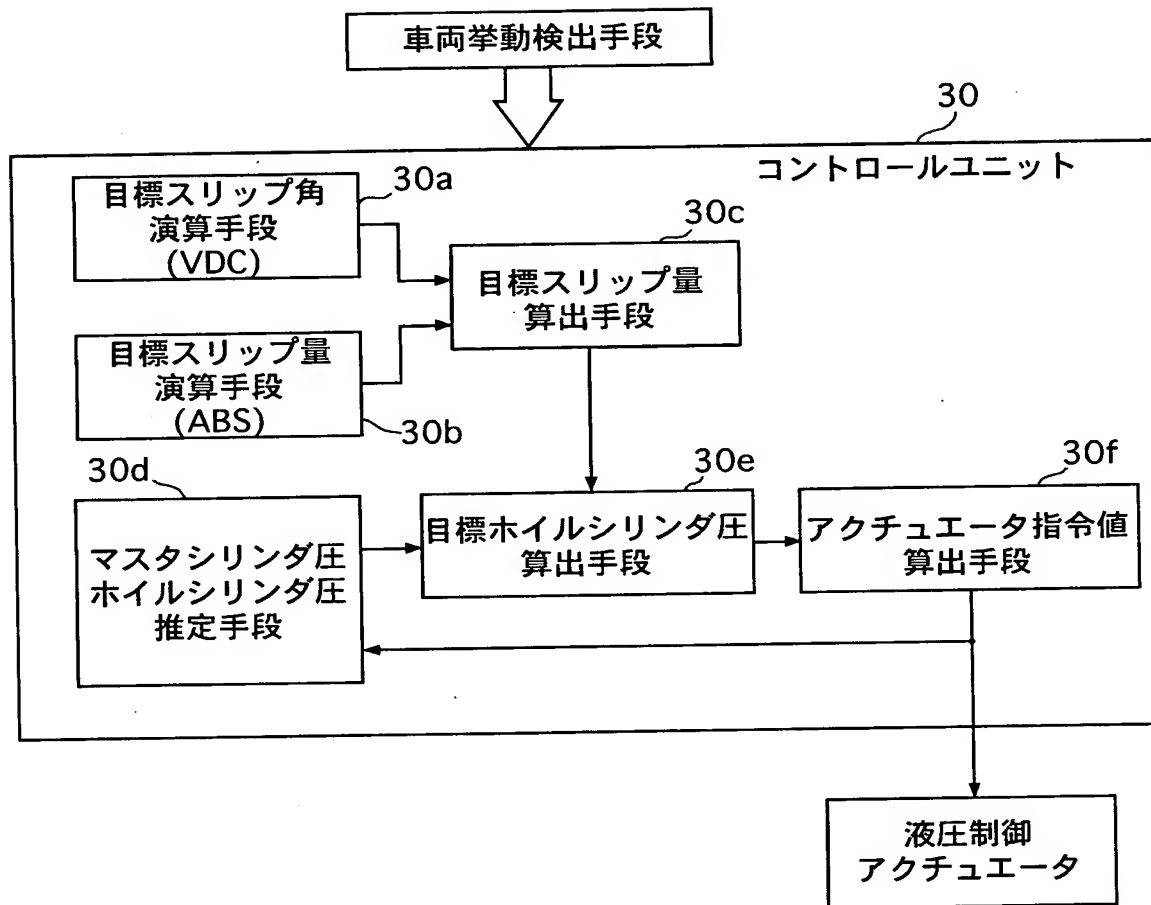
【図 1】



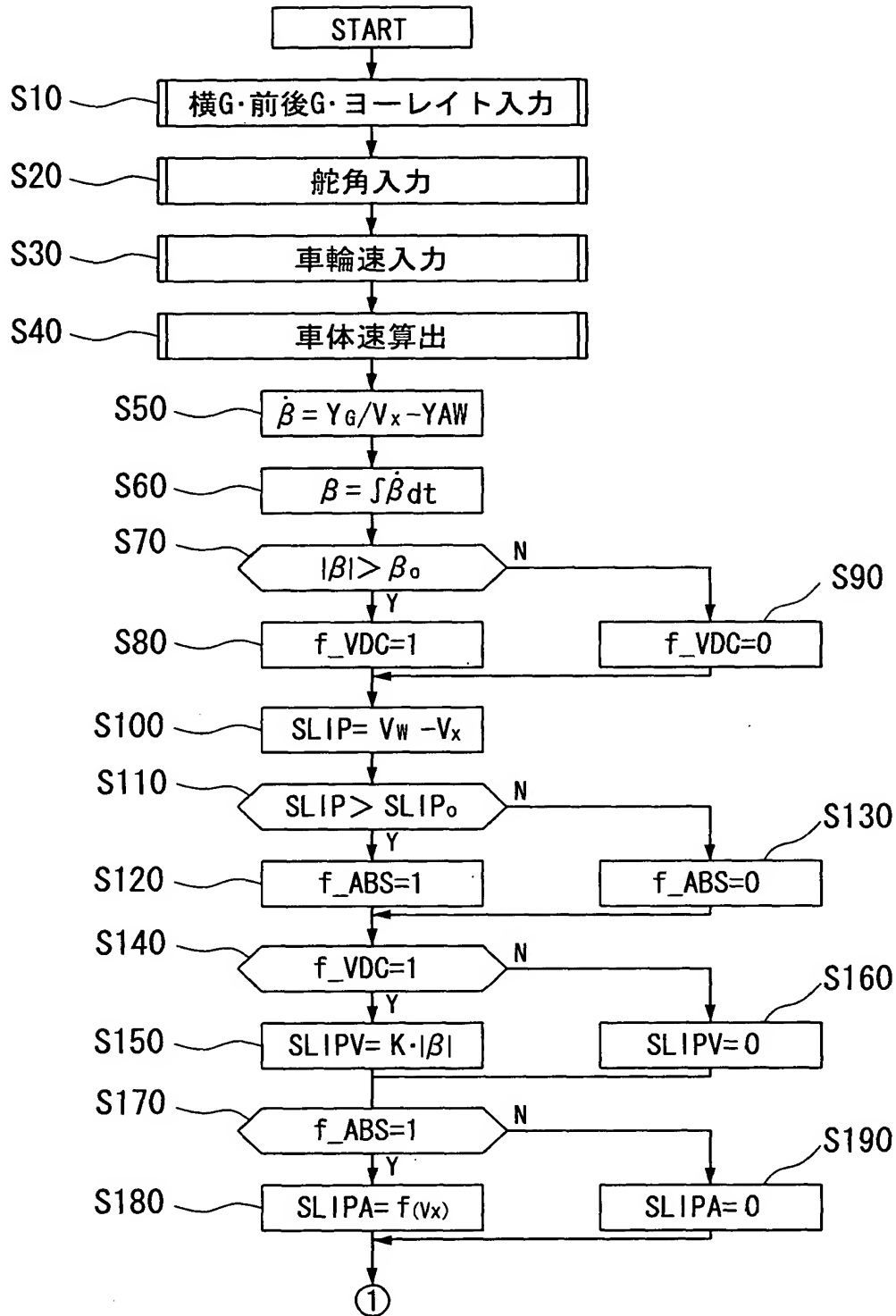
【図 2】



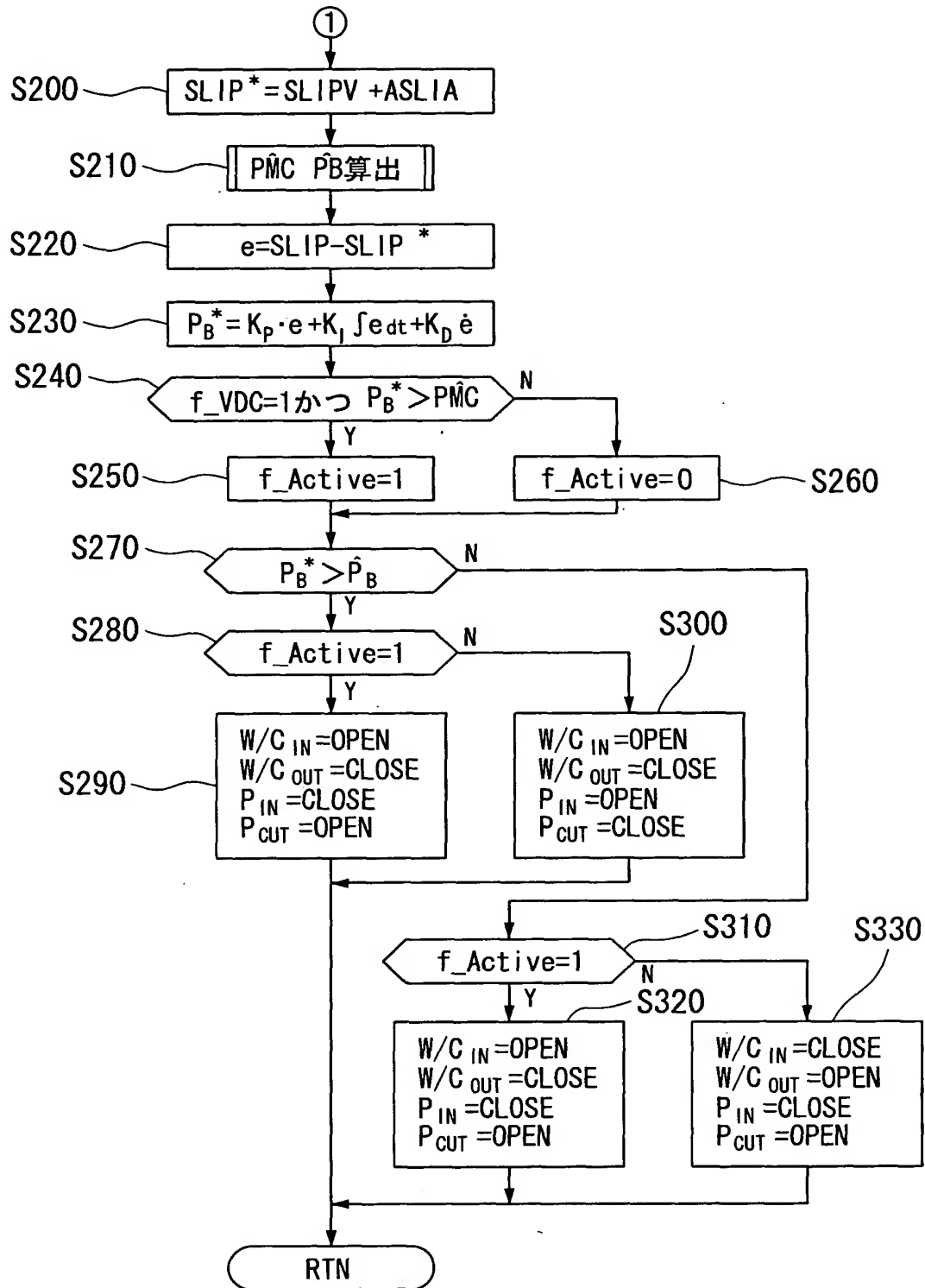
【図 3】



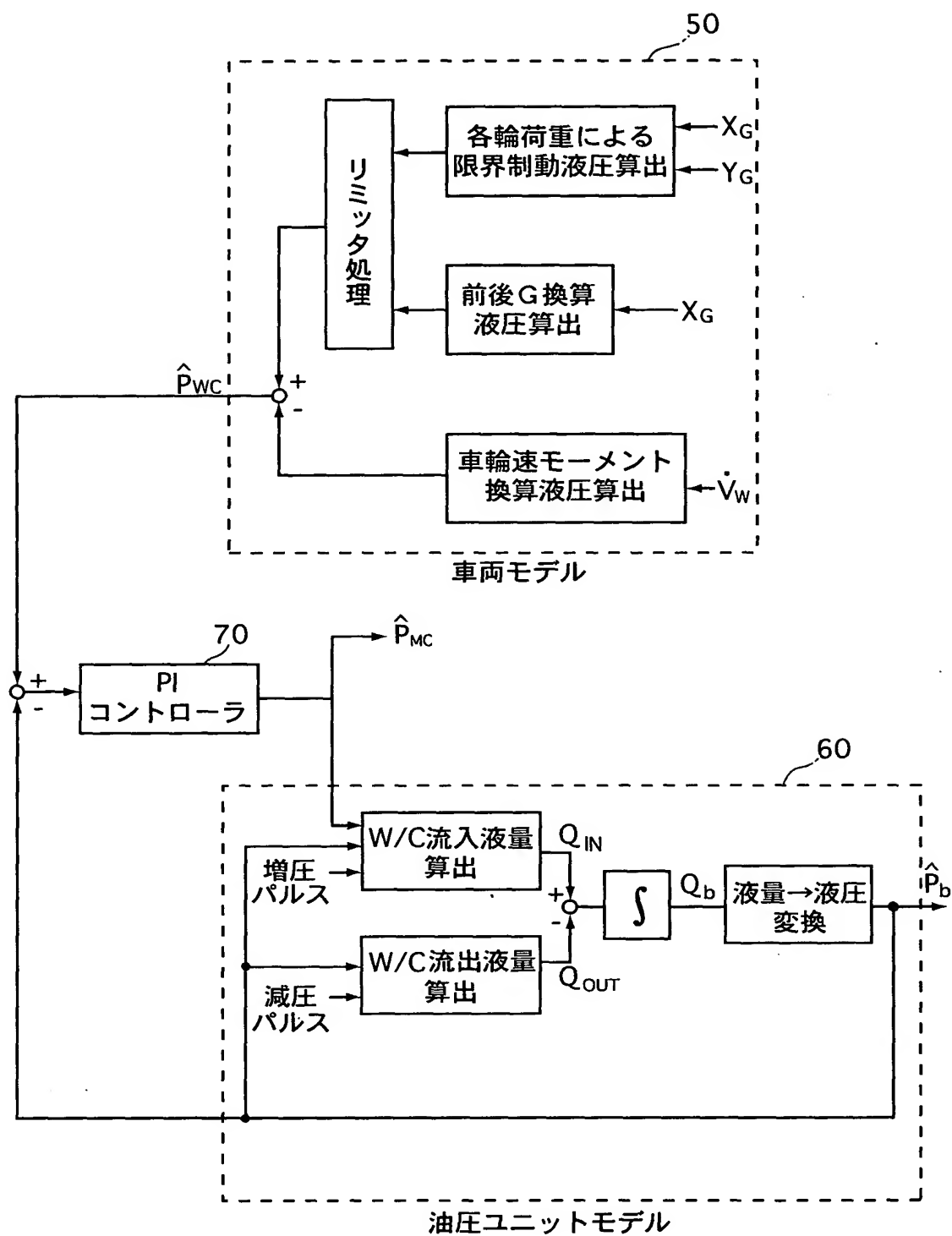
【図 4】



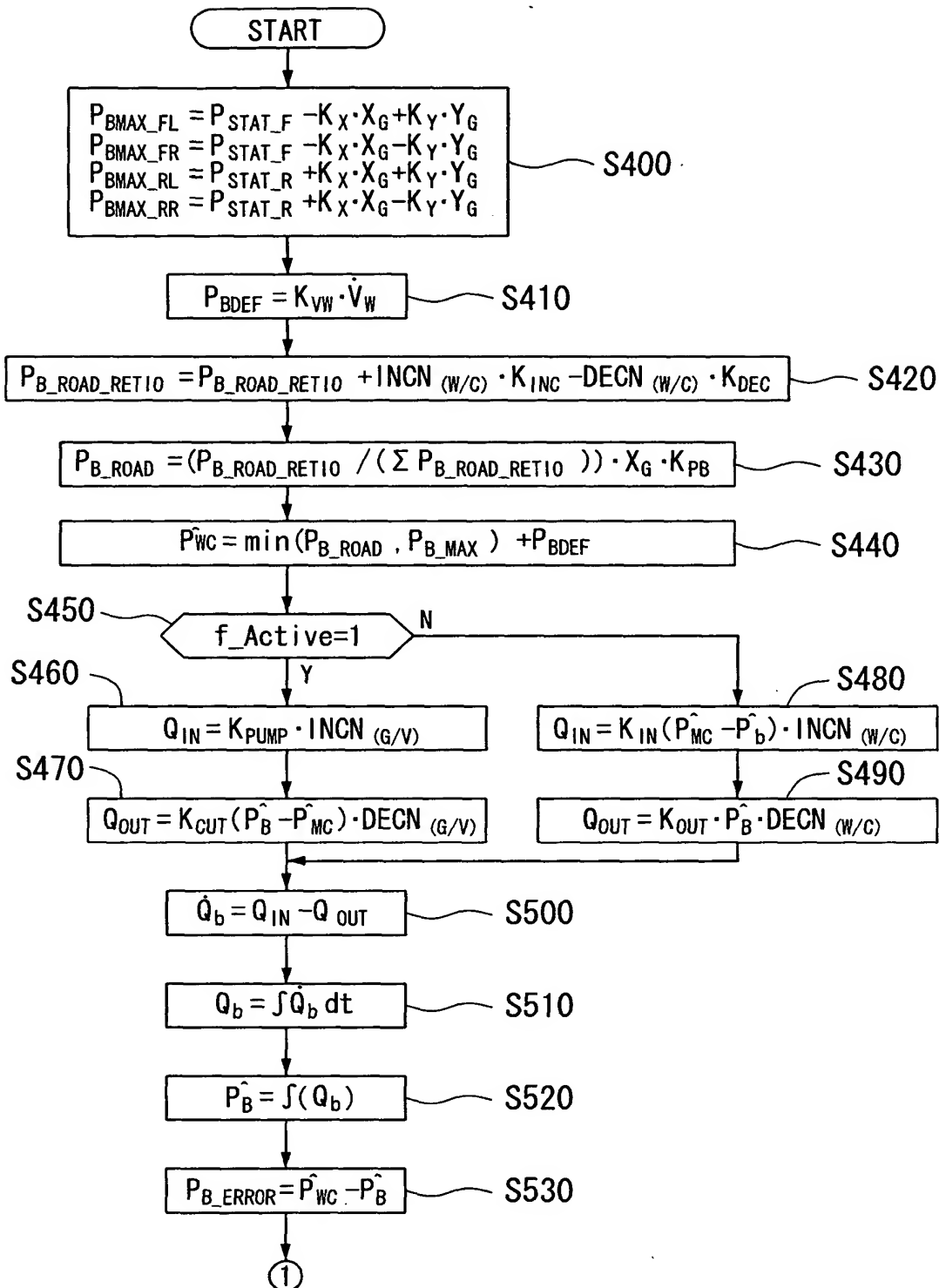
【図 5】



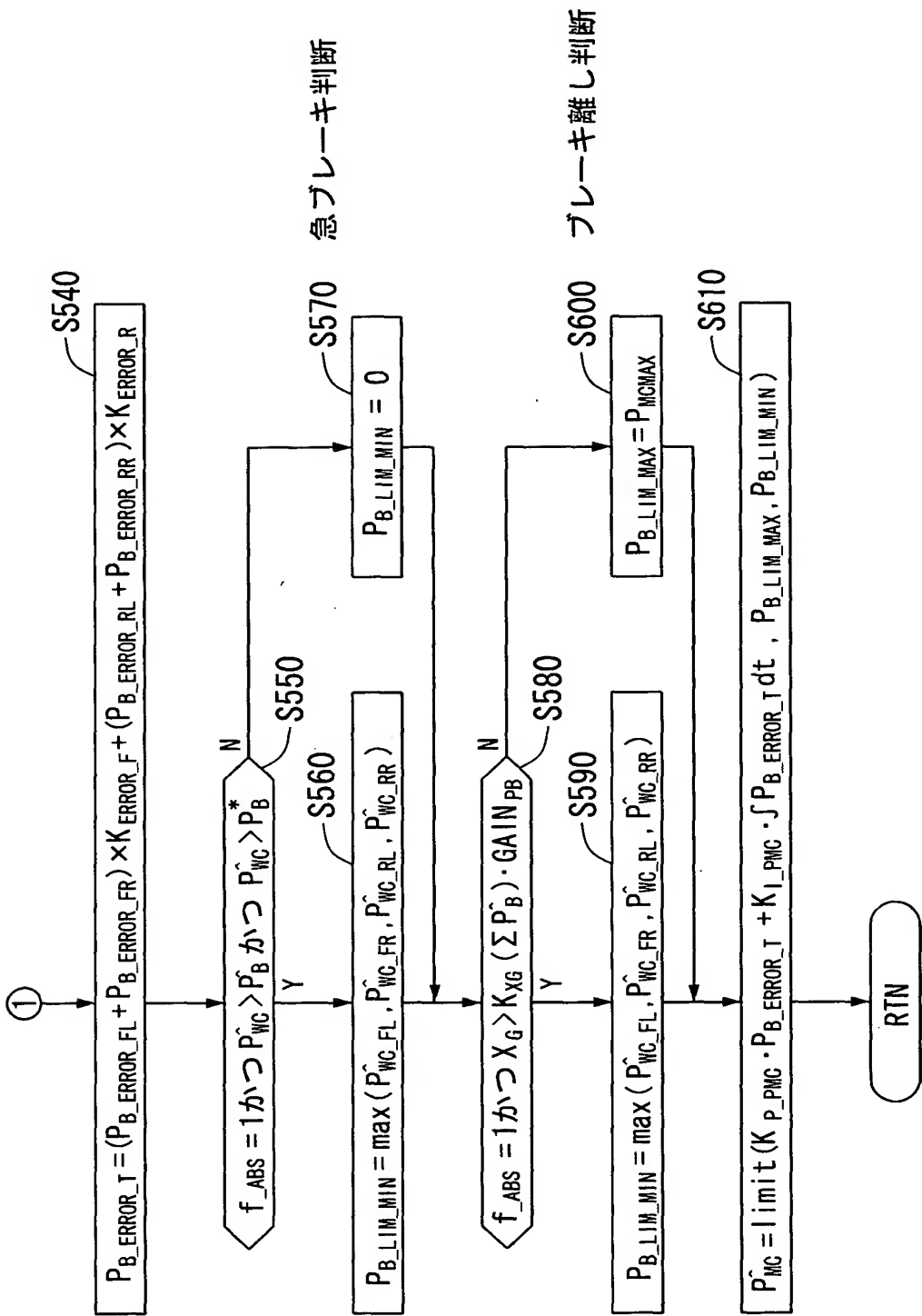
【図 6】



【図 7】



【図 8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 マスタシリンダ液圧及びホイールシリンダ液圧を測定するセンサ等を用いることなく、それぞれの値を精度良く推定することで、ブレーキ装置の制御精度を高めることが可能なブレーキ圧力推定装置を提供すること。

【解決手段】 ブレーキ圧力制御手段を備えたブレーキ装置と、ブレーキ圧力制御手段のモデルに基づいてホイールシリンダのブレーキ液圧を推定する第1液圧推定手段と、車両状態を要素とした車両モデルに基づいてホイールシリンダのブレーキ液圧を推定する第2液圧推定手段と、マスタシリンダの液圧を推定するマスタシリンダ液圧推定手段とを備え、マスタシリンダ液圧推定手段は、前記第1推定液圧と前記第2推定液圧との差が小さくなるようなマスタシリンダ推定液圧を第1液圧推定手段に出力することでマスタシリンダ推定液圧を真値に収束させることとした。

【選択図】 図6

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2002-253141
受付番号	50201295738
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0092
作成日	平成14年 9月 2日

<認定情報・付加情報>
【提出日】

平成14年 8月30日

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000167406]

1. 変更年月日 1993年 3月11日
[変更理由] 名称変更
住 所 神奈川県厚木市恩名1370番地
氏 名 株式会社ユニシアジェックス
2. 変更年月日 2002年10月15日
[変更理由] 名称変更
住 所 神奈川県厚木市恩名1370番地
氏 名 株式会社日立ユニシアオートモティブ